

**ROLLER SUPPORT CONSTRUCTION FOR TROIDAL TYPE  
CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

Patent Number: JP7198014  
Publication date: 1995-08-01  
Inventor(s): EZAKI SEIJI; others: 01  
Applicant(s):: MAZDA MOTOR CORP  
Requested Patent: ☐ JP7198014  
Application Number: JP19930351408 19931228  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F16H15/38  
EC Classification:  
Equivalents:

**Abstract**

**PURPOSE:**To avoid a problem in the case of supporting a power roller by a roller support member through a pivot shaft and movably support the power roller in the axial direction of input, output discs in a simple constitution, in a troidal type continuously variable transmission disposed between the input, output discs with the power roller in its pressure contact state.

**CONSTITUTION:**A recessed groove 91 arranged opposite to a rotary shaft direction of input, output discs is formed on a trunnion in such a constitution as having an input disc and an output disc oppositely disposed coaxially and a power roller 35 disposed between both discs in pressure contact state and a trunnion 38 for rotatably supporting this power roller 35. The lace member 94 of a thrust bearing 93 for supporting the power roller 35 is slidably supported in the recessed groove 91 along the rotary shaft direction of both discs.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-198014

(43) 公開日 平成7年(1995)8月1日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 15/38

審査請求 未請求 請求項の数2 FD (全8頁)

(21) 出願番号 特願平5-351408

(22) 出願日 平成5年(1993)12月28日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 江崎 誠司

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 坂本 春雄

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

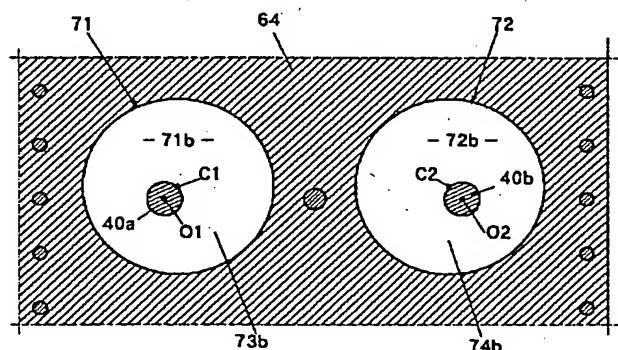
(74) 代理人 弁理士 福岡 正明

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機のローラ支持構造

(57) 【要約】

【目的】 入、出力ディスク間にパワーローラを圧接状態で配置したトロイダル型無段変速機において、パワーローラをピボットシャフトを介してローラ支持部材で支持する場合における問題を回避して、該パワーローラを簡素な構成でもって入、出力ディスクの軸方向に移動可能に支持することを目的とする。

【構成】 すなわち、同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で配置されたパワーローラ35と、このパワーローラ35を回転自在に支持するトラニオン38とを有する構成において、上記トラニオンに上記入、出力ディスクの回転軸方向に配向する凹溝91を形成する。そして、上記パワーローラ35を支持するスラストベアリング93のレース部材94を、上記凹溝91に上記両ディスクの回転軸方向に沿ってスライド可能に支持する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するローラ支持部材とを有するトロイダル型無段変速機のローラ支持構造であって、上記ローラ支持部材に上記入、出力ディスクの回転軸方向に配向する凹溝が形成されていると共に、上記パワーローラを支持するスラストベアリングのレース部材が、上記ローラ支持部材の凹溝に上記両ディスクの回転軸方向に沿ってスライド可能に支持されていることを特徴とするトロイダル型無段変速機のローラ支持構造。

【請求項2】 パワーローラを回転自在に支持するスラストベアリングのレース部材と、ローラ支持部材における凹溝の底面部との間に、上記レース部材の凹溝に沿った移動を促進するリニアベアリングが介設されていることを特徴とする請求項1に記載のトロイダル型無段変速機のローラ支持構造。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明はトロイダル型無段変速機、特に入、出力ディスク間に圧接状態で配置したパワーローラの支持構造に関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車などに搭載されるトロイダル型無段変速機は、エンジン出力が入力される入力ディスクと、該入力ディスクと同軸上に対向配置された出力ディスクと、該出力ディスクと上記入力ディスクとの間に両ディスクに圧接した状態で傾動可能に配置されたパワーローラとを有し、入力ディスクに入力されるトルクをパワーローラを介して出力ディスクに伝達すると共に、上記パワーローラを傾動させることにより、両ディスクに対する接触位置を変化させて変速比を無段階に調整するようにしたものであるが、この種のトロイダル型無段変速機においては、トルク反力やディスク側から作用する押付力反力に抗してパワーローラを支持するために、トラニオンと称する支持部材を用いてパワーローラを回転自在に支持するようになっている。

【0003】 ところで、この種のトロイダル型変速機においては、入、出力ディスクとパワーローラとのミスアライメントを吸収したり、パワーローラに対して入力ディスク側から作用する押付力と出力ディスク側から作用する押付力とを均衡させるために、パワーローラを入、出力ディスクの回転軸の方向に沿って自由に移動できるようにする場合がある。

【0004】 従来では、例えば実開昭64-27563号公報に示されているように、トラニオンに回転自在に支持したピボットシャフトに、パワーローラを回転自在に支持するようになっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記公報記載の従来技術のように、パワーローラをピボットを介してトラニオンに支持するようにしたものにおいては、次のような不都合が存在することがあることが判明した。

【0006】 つまり、ピボットシャフトは、偏心した形状をしているので加工が難しく部品コストが高つく。しかも、ピボットシャフトを支持するための穴をトラニオンに形成する必要があるため、強度を確保するためにトラニオンも大型化、重量化することになる。

【0007】 特に、ピボットシャフトにおけるパワーローラの回転中心がトラニオンへの取付中心に対してオフセットした状態で配置されるため、パワーローラの回転中心がトラニオンに対して揺動し、入、出力ディスクの軸方向だけでなく、両ディスクの回転軸とパワーローラの回転軸とを含む面と直交する方向にも変位することになる。そして、この直交方向の変位に起因してパワーローラの傾転角にバラツキが生じることになって、変速比が精度よく制御されないことになるのである。

【0008】 この発明は、入、出力ディスク間にパワーローラを圧接状態で配置したトロイダル型無段変速機において、パワーローラをピボットシャフトを介してローラ支持部材で支持する場合における上記の問題を回避して、該パワーローラを簡素な構成でもって入、出力ディスクの軸方向に移動可能に支持することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】 すなわち、本願の請求項1に係る発明（以下、第1発明という）は、同軸上に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、両ディスク間に圧接状態で配置されたパワーローラと、このパワーローラを回転自在に支持するローラ支持部材とを有するトロイダル型無段変速機において、上記ローラ支持部材に上記入、出力ディスクの回転軸方向に配向する凹溝を形成すると共に、上記パワーローラを支持するスラストベアリングのレース部材を、上記ローラ支持部材の凹溝に上記両ディスクの回転軸方向に沿ってスライド可能に支持したことを特徴とする。

【0010】 そして、本願の請求項2に係る発明（以下、第2発明という）は、上記第1発明の構成に加えて、パワーローラを回転自在に支持するスラストベアリングのレース部材と、ローラ支持部材における凹溝の底面部との間に、上記レース部材の凹溝に沿った移動を促進するリニアベアリングを介設したことを特徴とする。

【0011】

【作用】 上記の構成によれば次の作用が得られる。

【0012】 すなわち、第1、第2発明のいずれにおいても、ローラ支持部材に入、出力ディスクの回転軸方向に配向する凹溝を形成して、この凹溝に上記パワーローラを回転自在に支持するスラストベアリングのレース部材を、上記両ディスクの回転軸方向に沿ってスライド可

能に支持しているので、ミスアライメントなどを吸収するために上記スラストベアリングのレース部材が凹溝に沿ってスライドしたとしても、パワーローラの回転中心が、該回転中心と入、出力ディスクの回転中心とを含む面と直交する方向に移動することがない。これにより、パワーローラの傾転角にバラツキが生じることがなく、良好な変速比の制御精度が得られることになる。

【0013】しかも、上記スラストベアリングのレース部材をローラ支持部材に形成した凹溝に支持するだけでよいので、加工が難しいピボットシャフトが不要となり、パワーローラの支持構造が簡素化されて、製造コストが低減されることになる。また、ピボットシャフトを支持するための穴をローラ支持部材に設ける必要がなく、ローラ支持部材が軽量、コンパクトに構成されることになる。

【0014】特に、第2発明によれば、パワーローラを支持するスラストベアリングのレース部材と、ローラ支持部材における凹溝の底面部との間に、上記レース部材の凹溝に沿った移動を促進するリニアベアリングを介設しているので、該レース部材がパワーローラを介して作用するスラスト力に抗して滑らかに移動することになる。

【0015】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

【0016】図1に示すように、この実施例に係る自動車のパワートレイン1は、エンジン2と、エンジン出力軸2aに連結されたトルクコンバータ3と、このトルクコンバータ3の出力が伝達される減速装置10と、上記エンジン2の出力がトルクコンバータ3をバイパスして入力されるトロイダル型無段変速機30とを有し、上記減速装置10もしくはトロイダル型無段変速機30の出力、またはその両者の出力が出力軸4を介して図外の駆動輪に伝達されるようになっている。

【0017】上記トルクコンバータ3は、エンジン出力軸2aに連結されたケーシング3aと一体のポンプ3bと、このポンプ3bに対向配置されて該ポンプ3bにより作動油を介して駆動されるタービン3cと、該タービン3cと上記ポンプ3bとの間に介設されてトルク増大作用を行うステータ3dとを有し、上記タービン3cと一体回転するタービンシャフト3eに外嵌された中空シャフト3fの前端側がワンウェイクラッチ3gを介して上記ステータ3dに連結されている。この中空シャフト3fの後方へ延びる中間部が変速機ケーシング60に固定されていると共に、該中空シャフト3fの後端部と上記タービンシャフト3eの後端部とが上記減速装置10に連結されている。さらに、上記中空シャフト3fに外嵌され、かつ一端が上記ケーシング3aに連結されたポンプシャフト3hの軸端部にはオイルポンプ5が設けられており、このオイルポンプ5がケーシング3aを介し

て上記エンジン2により駆動されるようになっている。

【0018】そして、上記減速装置10は、上記タービンシャフト3eと同軸上に直列に配置された第1遊星歯車機構11及び第2遊星歯車機構12を有し、エンジン2側に配置された第1遊星歯車機構11が後退用とされ、また、第2遊星歯車機構12が前進用とされている。

【0019】上記第1遊星歯車機構11は、シングルピニオン式とされて、上記タービンシャフト3eに結合されたサンギヤ13を有し、該サンギヤ13に噛合するピニオン14を回転自在に支持するキャリア15が、変速機ケーシング60に固定された上記中空シャフト3fに結合されていると共に、上記ピニオン14に噛合するリングギヤ16がリバースクラッチ17を介してタービンシャフト3eと同一軸線上に配置された上記出力軸4に連結されている。

【0020】また、上記第2遊星歯車機構12は、ダブルピニオン式とされて、インナピニオン18が上記第1遊星歯車機構11のピニオン14と一体化されていると共に、該第1遊星歯車機構11のサンギヤ13が第2遊星歯車機構12のサンギヤに共用されている。また、上記インナピニオン18とアウトピニオン19とを固定支持するキャリア20は、上記第1遊星歯車機構11のキャリア15と一体化されて中空シャフト3fを介して変速機ケーシング60に固定されている。さらに、この第2遊星歯車機構12を構成するリングギヤ21は、フォワードクラッチ22及びワンウェイクラッチ23を介して上記出力軸4に連結されている。したがって、上記リバースクラッチ17を締結したときには、タービンシャフト3eの出力が第1遊星歯車機構11を介して上記出力軸4に伝達されて、該出力軸4を後退方向に回転駆動する。また、フォワードクラッチ22を締結したときには、上記タービンシャフト3eの出力が第2遊星歯車機構12を介して上記出力軸4に伝達されて、該出力軸4を前進方向に回転駆動する。

【0021】一方、上記トロイダル型無段変速機30は、上記出力軸4上に直列に配置された一対の第1、第2無段変速機構31、32を有する。これらの無段変速機構31、32は同様の構成とされており、上記出力軸4上に該軸4に対して回転自在に設けられた入力ディスク33と、各入力ディスク33に対向配置されて出力軸4と一体回転する出力ディスク34と、該出力ディスク34と入力ディスク33との間に両ディスク33、34にそれぞれ接触した状態で回転及び傾動可能に配置された一対のパワーローラ35、35とを有する。

【0022】そして、上記第1、第2無段変速機構31、32における入力ディスク33、33間には、これらの入力ディスク33に対して相対回転可能とされた中間ディスク36が配置されていると共に、この中間ディスク36と各入力ディスク33、33との間に複数のロ

ーディングカム37…37がそれぞれ介装されている。これらのローディングカム37…37は、上記エンジン2より各入力ディスク33に入力される入力トルクが大きくなるほど、各カム37による各入力ディスク33に対する押付力が増大するようになっている。

【0023】さらに、上記中間ディスク36を介して各入力ディスク33にエンジン2の出力を入力するための入力軸51が上記出力軸4に平行に配置されている。この入力軸51の前端側には第1ギヤ52が設けられて、該第1ギヤ52が中間ギヤ53に噛合されていると共に、この中間ギヤ53が、動力分配クラッチ54を介して上記ポンプシャフト3hに接続される出力ギヤ55に噛合されている。また、上記入力軸51の後端側には、上記中間ディスク36と一体的に設けられた入力ギヤ56に噛合する第2ギヤ57が一体的に設けられている。したがって、上記動力分配クラッチ54を締結した場合には、トルクコンバータ3をバイパスしたエンジン2の出力が、入力ギヤ56を介してトロイダル型無段変速機30における第1、第2無段変速機構31、32を構成する各入力ディスク33、33に輸入され、図のように各パワーローラ35…35の傾動角度に応じた所定の変速比（減速比）で各入力ディスク33、33の回転が変速されて各出力ディスク34、34に伝達されるようになっている。

【0024】次に、トロイダル型無段変速機30を構成する第1、第2無段変速機構31、32の構成をさらに具体的に説明する。なお、第1無段変速機構31及び第2無段変速機構32は、上記したように同様の構成であるので、第1無段変速機構31を代表して説明する。

【0025】すなわち、第1無段変速機構31には、図2に示すように、上下方向に配置された第1、第2トラニオン38、39が設けられており、これらのトラニオン38、39にパワーローラ35、35がそれぞれ回転自在に支持されている。

【0026】一方、変速機ケーシング60にリンクポスト61を介して取り付けられた支持部材62には、上記第1、第2トラニオン38、39の上端部がそれぞれ球面軸受63、63を介して回転自在に支持されていると共に、変速機ケーシング60と一体の仕切壁64にリンクポスト65を介して取り付けられた支持部材66には、上記第1、第2トラニオン38、39の下端部がそれぞれ球面軸受67、67を介して回転自在に支持されている。そして、第1、第2トラニオン38、39には、上記出力軸4と直交する方向に延長されたトラニオンシャフト40a、40bがそれぞれ一体的に取り付けられている。これらのトラニオンシャフト40a、40bの先端側は、それぞれ上記仕切壁64を貫通してオイルパン68で覆われた下部空間に突出している。

【0027】また、上記仕切壁64には、第1、第2トラニオン38、39を上下にスライドさせるための第

1、第2油圧シリンダ71、72が設けられている。これらの油圧シリンダ71、72は、仕切壁64に形成された隔壁部64a、64aにより、それぞれ上部油圧室71a、72aと下部油圧室71b、72bとにそれぞれ分割されている。このうち、第1トラニオン38側の第1油圧シリンダ71における上部及び下部油圧室71a、71bには、それぞれトラニオンシャフト40aに遊嵌合された環状の変速ピストン73a、73bが内挿されている。そして、上部油圧室71aに内挿された変速ピストン73aと上記第1トラニオン38の下端との間にはスラストベアリング41が介装されている。また、上記下部油圧室71bに内挿された変速ピストン73bの下面には、上記トラニオンシャフト40aの下端部分に外装されたスラストベアリング42が隣接配置されている。そして、トラニオンシャフト40aの下端部分には、上記スラストベアリング42に隣接して変速制御機構80を構成するプリセスカム81がスプライン嵌合されていると共に、そのボス部の下面に当接した状態で上記トラニオンシャフト40aに装着されたサークリップ43により、該プリセスカム81ないし上記変速ピストン73bが支持されている。

【0028】一方、第2トラニオン39側の第2油圧シリンダ72における上部及び下部油圧室72a、72bについても、それぞれトラニオンシャフト40bに遊嵌合された環状の変速ピストン74a、74bが内挿されている。そして、この場合においても、上部油圧室72aに内挿された変速ピストン74aと上記第2トラニオン39の下端との間にはスラストベアリング41が介装されている。また、上記下部油圧室72bに内挿された変速ピストン74bの下面には、上記トラニオンシャフト40bの下端部分に外装されたスラストベアリング42が隣接配置されていると共に、このスラストベアリング42に隣接配置されたカラー44の下端に当接した状態でトラニオンシャフト40bにサークリップ43を装着することにより、該カラー44ないし上記変速ピストン74bが支持されている。

【0029】したがって、例えば第1油圧シリンダ71における上部油圧室71aの作動圧を下部油圧室71bの作動圧よりも相対的に高くすれば、上部油圧室71aに内挿された変速ピストン73aにより第1トラニオン38が押し上げられて上方へスライドすることになる。これに対して、上記上部油圧室71aの作動圧を下部油圧室71bの作動圧よりも相対的に低くすれば、下部油圧室71bに内挿された変速ピストン73bによりトラニオンシャフト40aが押し下げられることになり、それに伴って第1トラニオン38が下方へスライドすることになる。

【0030】ここで、上記第1シリンダ71は、図3に示すように、例えば変速ピストン73bを収容する下部油圧室71bの中心C1が、第1トラニオン38のトラ

ニオンシャフト40 aの中心O1に対して、仕切壁64ないし変速機ケーシング60の中央よりに位置するように設けられている。また、第1シリンダ72についても、例えば変速ピストン74 bを収容する下部油圧室72 bの中心C2が、第2トラニオン39のトラニオンシャフト40 bの中心O2に対して、同じく仕切壁64ないし変速機ケーシング60の中央よりに位置するように設けられている。これにより、変速機ケーシング60を大型化することなくピストン径を大きくすることが可能となり、これにより必要油圧が小さくなって伝達効率が向上することになる。

【0031】次に、第1無段変速機構31における上記第1、第2油圧シリンダ71、72の各油圧室に対する作動圧の給排を制御することにより変速比を変化させる上記変速制御機構80の構成について説明する。

【0032】すなわち、上記仕切壁64の下面には、中間ボディ69を介して上記第1、第2油圧シリンダ71、72に対する作動圧の給排を切り換える変速制御バルブ82のバルブボディ83が固定されている。このバルブボディ83内にはスリーブ84が軸方向に移動可能に挿通されていると共に、該スリーブ84内にスプール85が軸方向に移動可能に挿通されている。

【0033】上記オイルパン68の側壁部にはステッピングモータ86が固定されていると共に、該ステッピングモータ86の回転軸86 aに回転運動を往復運動に変換する変換機構87が連動連結されている。そして、この変換機構87に上記スリーブ84の基端側が連結されている。したがって、ステッピングモータ86を回転駆動すれば、上記スリーブ84が軸方向に進退することになる。

【0034】一方、上記変速制御バルブ82の前方には揺動自在に支持されたL形リンク88が配置されている。このL形リンク88の一端側は、上記第1トラニオン38におけるトラニオンシャフト40 aの下端部分に固設されたプリセカム81のカム面に対接配置されると共に、該リンク88の他端側が上記スプール85の先端側に係合されている。そして、該スプール85の基端側にはスプリング89が配置されており、このスプリング89の付勢力により、該スプール85の先端側がL形リンク88に当接するように付勢される。

【0035】その場合に、定常状態においては、変速制御バルブ82におけるスプール85の先端側にL形リンク88を介して作用する押付力と、該スプール85の基端側に作用するスプリング89による押付力とがバランスして、上記第1、第2油圧シリンダ71、72に対する作動圧の給排が停止された状態で保持されるようになっている。

【0036】そして、上記ステッピングモータ86を駆動して、例えばスリーブ84を図2における図面上の右側(a方向)に移動したとすると、図示しない油圧源か

らのライン圧が、上記第1油圧シリンダ71における下部油圧室71 bと第2油圧シリンダ72における上部油圧室72 aとに導かれる一方、第1油圧シリンダ71における上部油圧室71 a及び第2油圧シリンダ72における下部油圧室72 bの作動圧が排圧されることになる。これにより、上記第1無段変速機構31における第1トラニオン38が下方ヘスライドし、また第2トラニオン39が上方にスライドすることになり、第1、第2トラニオン38、39に取り付けたパワーローラ35、35の接触位置が変化することになって傾転力が発生する。その場合に、例えば入力ディスク33が図2におけるb方向に回転しているものとする、第1トラニオン38側のパワーローラ35は図1におけるc方向に回転し、また第2トラニオン39側のパワーローラ35はd方向に回転することになる。これにより、第1無段変速機構31における入、出力ディスク33、34間の変速比(減速比)が増大することになる。

【0037】そして、上記パワーローラ35の傾転に伴う第1トラニオン38の3次元的な変位がトラニオンシャフト40 aの上下方向の変位として変換され、その変位がプリセカム81を介してL形リンク89に伝達されて、該リンク89を図2における時計回りの方向(e方向)へ回転させる。したがって、スプール85がスプリング89の付勢力に抗して右側(f方向)へ移動すると共に、該スプール85がスリーブ84の移動量だけ移動したときに、その移動が停止して変速制御が終了する。これにより、上記ステッピングモータ85の操作量に応じた所定の目標変速比が実現されることになる。

【0038】ここで、本案の特徴部分を構成するパワーローラの支持構造について説明する。なお、第1、第2トラニオン38、39について同様の構成となっているので、第1トラニオン38を代表して説明する。

【0039】すなわち、例えば第1トラニオン38には、図2、図4に示すように、入、出力ディスク33、34の回転軸方向に配向する断面コ字形の凹溝91が出力軸4に沿って形成されている。一方、パワーローラ35の背面部と複数のボール92、92とでスラストベアリング93を構成するレース部材94が、上記凹溝91に上記回転軸方向に沿って転動可能に嵌合されている。ここで、上記第1トラニオン38には、上記凹溝91の底面に位置して凹穴95が形成されており、この凹穴95に上記レース部材94ないしパワーローラ35の凹溝91に沿った移動を促進するリニアベアリング96が嵌合されている。

【0040】そして、この実施例においては、上記レース部材94の中央に軸部94 aが突設されて、この軸部94 aにラジアルベアリング97を介して上記パワーローラ35が回転自在に支持されている。

【0041】このような構成によれば、パワーローラ35、35に作用する第1、第2トラニオン38、39に

おけるトラニオンシャフト40a、40bの軸方向の力は、ラジアルベアリング97、97、軸部94a、94a及びレース部材94、94を介して、第1、第2トラニオン38、39に形成した凹溝91、91の側面で受け止められることになる。また、パワーローラ35、35に作用する上記トラニオンシャフト90a、90bの軸方向に対して直交する方向の力は、ボール92、92及びレース部材94、94を介して、上記凹溝91、91の底面で受け止められることになる。

【0042】そして、上記凹溝91、91が入、出力ディスク33、34の回転軸方向に沿って配向されていることから、例えば図5の矢印で示すように、パワーローラ35が一体のレース部材94を伴って凹溝91に沿って自由にスライドすることが可能となつて、入、出力ディスク33、34の変形や組立などに起因するミスアライメントが吸収されると共に、パワーローラ35に対して入力ディスク側から作用する押付力と出力ディスク側から作用する押付力とが常に均一化されることになる。

【0043】しかも、上記スラストベアリング93、93のレース部材94、94を第1、第2トラニオン38、39に形成した凹溝91、91に支持するだけでよいので、加工が難しいピボットシャフトが不要となり、パワーローラ35、35の支持構造が簡素化されて、製造コストが低減されることになる。また、ピボットシャフトを支持するための穴を第1、第2トラニオン38、39に設ける必要がなく、該トラニオン38、39が軽量、コンパクトに構成されることになる。

【0044】特に、実施例のように、パワーローラ35を支持するスラストベアリング93、93のレース部材94、94と、第1、第2トラニオン38、39における凹溝91、91の底面との間に、上記レース部材94、94の凹溝91、91に沿った移動を促進するリニアベアリング96、96を介設しているため、該レース部材94、94がパワーローラ35、35を介して作用するスラスト力に抗して滑らかに移動することになる。

【0045】次に、トロイダル型無段変速機の別の実施例について説明する。

【0046】すなわち、図6に示すように、この実施例においても、トロイダル無段変速機130を構成する一対の第1、第2無段変速機構131、132は、出力軸104上に該軸104に対して回転自在に設けられた入力ディスク133と、各入力ディスク133に対向配置されて出力軸104と一体回転する出力ディスク134と、該出力ディスク134と入力ディスク133との間に両ディスク133、134にそれぞれ接触した状態で回転及び傾動可能に配置された一対のパワーローラ135、135とを有する。そして、上記第1、第2無段変速機構131、132における入力ディスク133、133間には、これらの入力ディスク133、133に対して相対回転可能とされた中間ディスク136が配置さ

れ、この中間ディスク136と各入力ディスク133、133との間に複数のローディングカム137…137が介装されることになる。

【0047】その場合に、この実施例においては、上記中間ディスク136を、分離可能に配置した両側の第1、第2部材136a、136bと、両者間に介装した中間部材136cとで構成すると共に、図のハッチングで示すように上記中間部材136cを線膨張係数が他の構成要素要素よりも大きな素材で構成している。その場合に、図7の実線で示すように、常温時における上記ローディングカム137…137の押付力を、破線で示す常温時の必要押付力よりも大きく、かつ熱膨張によって2点鎖線で示す高温時（例えば140℃）の必要押付力となるように設定している。

【0048】これによれば、常温時における押付力が小さくなって、伝達効率が向上するという利点がある。

【0049】

【発明の効果】 以上のように本発明によれば、入、出力ディスク間にパワーローラを圧接状態で配置したトロイダル型無段変速機において、ローラ支持部材に入、出力ディスクの回転軸方向に配向する凹溝を形成して、この凹溝に上記パワーローラを回転自在に支持するスラストベアリングのレース部材を、上記両ディスクの回転軸方向に沿ってスライド可能に支持しているため、ミスアライメントなどを吸収するために上記スラストベアリングのレース部材が凹溝に沿ってスライドしたとしても、パワーローラの回転中心が、該回転中心と入、出力ディスクの回転中心とを含む面と直交する方向に移動することがない。これにより、パワーローラの傾転角にバラツキが生じることがなく、良好な変速比の制御精度が得られることになる。

【0050】しかも、上記スラストベアリングのレース部材をローラ支持部材に形成した凹溝に支持するだけでよいので、加工が難しいピボットシャフトが不要となり、パワーローラの支持構造が簡素化されて、製造コストが低減されることになる。また、ピボットシャフトを支持するための穴をローラ支持部材に設ける必要がなく、ローラ支持部材が軽量、コンパクトに構成されることになる。

【0051】特に、第2発明によれば、パワーローラを支持するスラストベアリングのレース部材と、ローラ支持部材における凹溝の底面部との間に、上記レース部材の凹溝に沿った移動を促進するリニアベアリングを介設しているため、該レース部材がパワーローラを介して作用するスラスト力に抗して滑らかに移動することになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る自動車のパワートレインの骨子図である。

【図2】 図1におけるA-A線よりみたトロイダル型



無段変速機を構成する第1無段変速機構の断面図である。

【図3】 図1のB-B線で切断した仕切壁の要部断面図である。

【図4】 第1トラニオン及びその周辺の構造を示す要部拡大断面図である。

【図5】 図4のC-C線に沿って見た矢視図である。

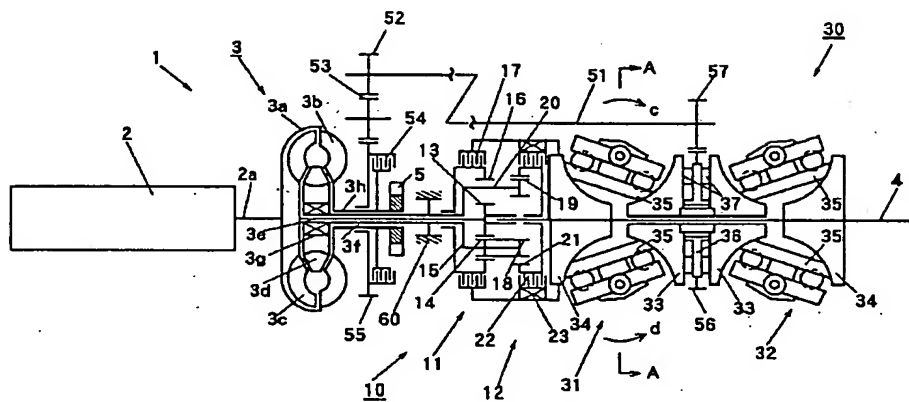
【図6】 トロイダル変速機の別の実施例を示す模式図である。

【図7】 該実施例における入力トルクに対する押付力  
の特性図である。

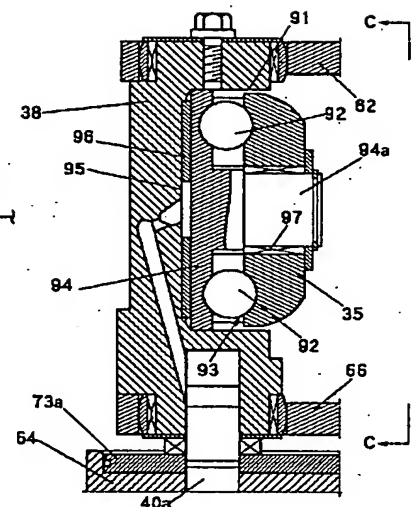
【符号の説明】

- |    |           |
|----|-----------|
| 33 | 入力ディスク    |
| 34 | 出力ディスク    |
| 35 | パワーローラ    |
| 38 | 第1トラニオン   |
| 39 | 第2トラニオン   |
| 91 | 凹溝        |
| 93 | スラストベアリング |
| 94 | レース部材     |
| 96 | リニアベアリング  |

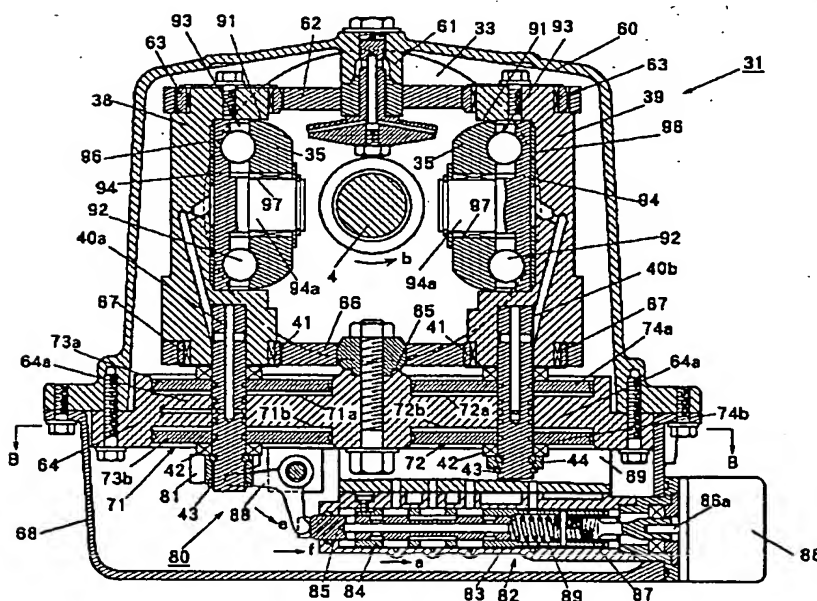
【図1】



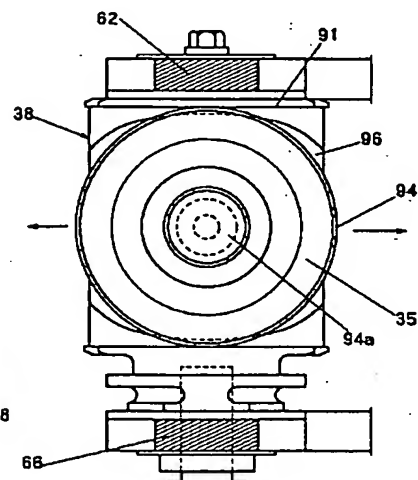
【図4】



【図2】

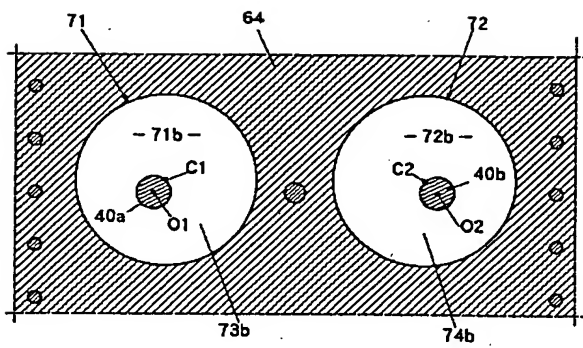


【図5】

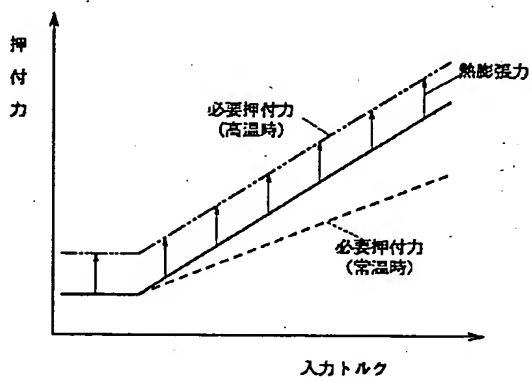




【図3】



【図7】



【図6】

